

PUB-NO: DE019804466A1

DOCUMENT-IDENTIFIER: DE 19804466 A1

TITLE: Procedure for controlling exhaust turbocharger which  
charges IC engine

PUBN-DATE: August 12, 1999

INVENTOR-INFORMATION:

NAME COUNTRY  
BISCHOFF, ROLAND DIPL ING DE

ASSIGNEE-INFORMATION:

NAME COUNTRY  
DAIMLER CHRYSLER AG DE

APPL-NO: DE19804466

APPL-DATE: February 5, 1998

PRIORITY-DATA: DE19804466A ( February 5, 1998)

INT-CL (IPC): F02B037/12

EUR-CL (EPC): F02B037/24 ; F02D041/00

ABSTRACT:

CHG DATE=19991202 STATUS=O>The procedure for controlling an exhaust turbocharger (5) which charges an IC engine (1) and has a variable adjustable turbine geometry, has an open or closed loop control unit (10). This generates control signals (24) for an adjusting drive (9) during change of the steady operating state of the engine under the increase of load according to a control deviation of a determined actual value from a setpoint value which is specified for the demanded steady state. The adjusting drive transfers a turbine diffuser (17) into a position reducing the flow cross-section onto the turbine. With a superposition of load, a control goodness factor of the turbine geometry is derived from the rise of the actual value of charge pressure and according to its deviation from a given ideal value, the control signal is amplified.



①⑨ BUNDESREPUBLIK  
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES  
PATENT- UND  
MARKENAMT

⑫ **Offenlegungsschrift**  
⑩ **DE 198 04 466 A 1**

⑤① Int. Cl.<sup>6</sup>:  
**F 02 B 37/12**

②① Aktenzeichen: 198 04 466.6  
②② Anmeldetag: 5. 2. 98  
④③ Offenlegungstag: 12. 8. 99

DE 198 04 466 A 1

⑦① Anmelder:  
DaimlerChrysler AG, 70567 Stuttgart, DE

⑦② Erfinder:  
Bischoff, Roland, Dipl.-Ing., 73655 Plüderhausen,  
DE

⑤⑥ Entgegenhaltungen:  
DE 35 15 046 A1

**Die folgenden Angaben sind den vom Anmelder eingereichten Unterlagen entnommen**

Prüfungsantrag gem. § 44 PatG ist gestellt

⑤④ Verfahren zur Steuerung eines Abgasturboladers mit variabler Turbinengeometrie

⑤⑦ Die Erfindung betrifft ein Verfahren zur Steuerung eines Abgasturboladers mit variabel einstellbarer Turbinengeometrie, welche bei einer Lastaufschaltung der aufgeladenen Brennkraftmaschine in eine den Anströmquerschnitt auf die Turbine verringernde Stellung überführt wird, wodurch der erforderliche Ladedruckanstieg rasch erreicht wird. Eine Reglereinheit erzeugt in Abhängigkeit von einer Regelabweichung eines ermittelten Istwertes des Ladedruckes und einem Sollwert, welcher für den angeforderten stationären Betriebszustand vorgegeben ist, Steuersignale für einen Stellantrieb eines Turbinenleitapparates.

Um die nach einem mehr oder weniger langen Betriebszeitraum des Turboladers auftretenden Verschleißerscheinungen, welche die Regelgüte der variablen Turbinengeometrie verschlechtern, auszugleichen, ist erfindungsgemäß vorgesehen, bei einer Lastaufschaltung aus dem Anstieg des Ladedruck-Istwertes einen Regelgütwert der Turbinengeometrie zu ermitteln und abhängig von dessen Abweichung von einem vorgegebenen Idealwert das Steuersignal angleichend zu verstärken.

DE 198 04 466 A 1

Die Erfindung betrifft ein Verfahren zur Steuerung eines Abgasturboladers, welcher eine Brennkraftmaschine auflädt und eine variabel einstellbare Turbinengeometrie aufweist, nach dem Oberbegriff des Patentanspruchs 1.

Abgasturbolader zur Aufladung von Brennkraftmaschinen bestehen bekanntlich aus einer vom Abgasstrom der Brennkraftmaschine getriebenen Turbine und einem von der Turbine angetriebenen Verdichter, welcher abhängig von seiner Drehzahl einen Frischluftstrom für die Brennkraftmaschine vorverdichtet. Mit der erhöhten Dichte der zugeführten Verbrennungsluft wird ein erhöhter Luftdurchsatz der Brennkraftmaschine und damit eine proportional erhöhte Leistungsabgabe erzielt. Die Turbine und der Verdichter sind durch eine Laderwelle verbunden und rotieren synchron. Die jeweiligen Strömungsquerschnitte der Turbine und des Verdichters legen ein Druckübersetzungsverhältnis fest, mit dem der Staudruck des Abgases vor der Turbine auf den Ladeluftstrom hinter dem Verdichter übertragen wird.

Mit einer verstellbaren Turbinengeometrie z. B. durch verstellbare Leitschaufeln der Turbine kann bekanntlich der Anströmquerschnitt der Turbine verändert werden und damit das Durchströmverhalten der Turbine (Turbinenleistung), wodurch der Ladedruck hinter dem Verdichter des Abgasturboladers, welcher mit gleicher Drehzahl wie die Turbine umläuft, variierbar ist. Die Turbinengeometrie kann dabei zwischen der Öffnungsstellung mit maximalem Anströmquerschnitt und der Schließstellung mit minimalem Anströmquerschnitt jede beliebige Stellung einnehmen. In jedem stationären Betriebszustand der Brennkraftmaschine befindet sich die Turbinengeometrie in einer Stellung mit einem spezifischen Anströmquerschnitt, mit dem der Abgasturbolader den für den vorliegenden Betriebspunkt der Brennkraftmaschine erforderlichen Ladedruck erzeugt. Der Anströmquerschnitt wird mit zunehmender Maschinenleistung reduziert, so daß entsprechend mit einer erhöhten Verdichterleistung der Ladedruck dem jeweils vorliegenden stationären Betriebszustand der Brennkraftmaschine angepaßt ist. Im Unterschied zu Abgasturboladern mit fest liegender Turbinengeometrie, deren Übersetzungsverhältnis lediglich in begrenzten Kennfeldbereichen eine optimale Aufladung der Brennkraftmaschine erreichen kann, ist mit einer verstellbaren Turbinengeometrie des Abgasturboladers eine optimale Anpassung des Druckübersetzungsverhältnisses zwischen Turbine und Verdichter und somit der Laderdrehzahl in jedem Betriebspunkt der Brennkraftmaschine ermöglicht. Mit der Ladedruckanpassung ist eine Betriebspunktanpassung des Luftverhältnisses bei der Gemischbildung und eine Verringerung der Ladungswechselarbeit der Brennkraftmaschine erreichbar.

Ein weiterer wesentlicher Vorteil der Abgasturbolader mit variabel einstellbarer Turbinengeometrie ist ein verbessertes Ansprechverhalten der Brennkraftmaschine im dynamischen Betrieb, d. h. beim Lastsprung zwischen zwei stationären Betriebszuständen. Insbesondere bei einer Lastaufschaltung mit einer angeforderten Zunahme der Betriebslast wird durch die Überführung der Turbinengeometrie in eine den Anströmquerschnitt auf die Turbine verringernde Stellung ein rascher Aufbau des Ladedruckes und des Drehmomentes der Brennkraftmaschine erreicht.

Die Reduzierung des Anströmquerschnitts auf die Turbine bei einer Lastaufschaltung bewirkt eine Drosselung des Abgasstroms der Brennkraftmaschine und somit einen Anstieg des Turbineneintrittsdrucks, so daß der Abgasturbolader rasch beschleunigt und den Ladedruck erhöht. Aus der DE 40 25 901 C1 ist bereits ein Verfahren zur Steuerung des Ladedruckes einer Brennkraftmaschine mittels eines Abga-

sturboladers mit verstellbarem Turbinenleitapparat bekannt, welches im Stationärbetrieb der Brennkraftmaschine einen vorgegebenen betriebspunktabhängigen Ladedrucksollwert einstellt. Zur Erhöhung des Ladedruckes bei einer Lastaufschaltung sieht das bekannte Verfahren vor, während des instationären Betriebes die Stellung des Turbinenleitapparates nach einer vorgegebenen Kennlinie zu verstellen, der die Stellgröße zur Ansteuerung des Turbinenleitapparates in Abhängigkeit der momentanen tatsächlichen Abweichung des Ladedruckistwertes vom Ladedrucksollwert entnehmbar ist. Da bei der Beschleunigung des Abgasturboladers der Turbineneintrittsdruck erheblich schneller ansteigt als der Ladedruck hinter dem Verdichter und ein zu hoher Abgasstaudruck die Kolbenarbeit zum Ausschub der Abgase aus den Zylindern der Brennkraftmaschine erhöht und somit Ladungswechselverluste verursacht, wird bei dem bekannten Verfahren oberhalb eines vorgegebenen Schwellwertes für den Abgasgegendruck die Stellgröße zur Ansteuerung des Turbinenleitapparates einer zweiten Kennlinie entnommen.

Es wird bei Brennkraftmaschinen, welche von Abgasturboladern mit variabel einstellbarer Turbinengeometrie aufgeladen werden, immer wieder beobachtet, daß sich nach einem mehr oder weniger langen Betriebszeitraum das dynamische Ansprechverhalten der Brennkraftmaschine bei einer Lastaufschaltung verschlechtert. Das Beschleunigungsvermögen des Abgasturboladers läßt nach und der Aufbau des Ladedruckes und des Drehmomentes der Brennkraftmaschine erfolgt langsamer als bisher.

Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, ein Verfahren zur Steuerung eines Abgasturboladers mit variabel einstellbarer Turbinengeometrie zu schaffen, welches ein optimales Betriebsverhalten des Abgasturboladers insbesondere im Dynamikbetrieb über einen beliebig langen Betriebszeitraum sichert.

Diese Aufgabe wird erfindungsgemäß mit den Merkmalen des Patentanspruchs 1 gelöst.

Der Erfindung liegt die Erkenntnis zugrunde, daß nach einer gewissen Betriebszeit des Abgasturboladers durch den nicht zu vermeidenden Verschleiß der bewegten Teile die Drosselwirkung des durch den Turbinenleitapparat verringerten Anströmquerschnitts auf die Turbine herabgesetzt ist. Sowohl im Laderlaufzeug als auch im Turbinenleitapparat nimmt durch den Verschleiß das Spiel der bewegten Teile zu, mit dem eine Zunahme der Spaltverluste in der Turbine einhergeht. Das Abgas strömt dabei nicht mehr ausschließlich planmäßig wirksam in Längsrichtung der Schaufeln, sondern auch zunehmend seitlich an den Schaufeln vorbei. Der effektive Drosselquerschnitt des Leitapparates nimmt ab, so daß die bei der Lastaufschaltung dynamisch gesteuerte Einstellung der Turbinengeometrie nicht mehr die gleiche Wirkung in der entsprechenden Stellung wie im Neuzustand erreichen kann. Die Auslegungsbeschleunigung des Turboladers wird dadurch herabgesetzt und der Anstieg des Ladedruckes erfolgt langsamer.

Erfindungsgemäß wird zur Diagnose des verschleißbedingten Rückgangs der Regelgüte der Turbinengeometrie bei einer Lastaufschaltung aus dem Anstieg des Ladedruckistwertes ein Regelgütwert der Turbinengeometrie ermittelt. Dabei kann eine Ausregelzeit für die Regelabweichung des Ladedruckes bis zum Erreichen eines vorgegebenen Stellwertes gemessen werden. Eine zuverlässige Aussage über die momentane Regelgüte der Turbinengeometrie ist möglich, wenn die Ausregelzeit den Regelgütwert bildet und die Regelabweichung des Ladedruckes mit einem Bezugsdruck normiert wird. Vorteilhaft kann der Regelgütwert auch durch Integration der Werte der Regelabweichung über der Ausregelzeit berechnet werden. Ein möglichst kleiner Wert des Integrals entspricht dabei dem optimalen, d. h.

neuwertigen Laderzustand. Der ermittelte Regelgütwert wird mit einem vorgegebenen Idealwert, der dem Auslegungszustand des Turboladers entspricht, verglichen und abhängig von der sich ergebenden Abweichung das Steuersignal für den Turbinenleitapparat verstärkt. Vorteilhaft werden aus einem Kennfeld in Abhängigkeit des Regelgütwertes Korrekturfaktoren ausgelesen, mit denen das dem Auslegungszustand entsprechende Steuersignal multipliziert und verstärkt wird. Die erfindungsgemäße Diagnose der Regelgüte der Turbinengeometrie zur Ausregelung der verschleißbedingten Abweichungen vom Neuzustand kann bei Lastaufschaltungen sowohl mit als auch ohne Drehzahländerung der Brennkraftmaschine erfolgen.

Ein weiterer wesentlicher Vorteil der Erfindung wird darin gesehen, daß bei Vorliegen größerer Abweichungen des ermittelten Regelgütwertes von dem Idealwert auf eine nicht durch angleichende Verstärkungsmaßnahmen des Steuersignals ausgleichbare Fehlfunktion des Turboladers geschlossen werden kann, welche beispielsweise durch Verbrennungsablagerungen in der Turbine, auf Fremdkörper, welche den Turbinenleitapparat blockieren, verursacht ist oder auch auf den Bruch der Übertragungsglieder zurückführbar sein kann. Es wird daher ein Kennwert für die Abweichung des Regelgütwertes von dem Idealwert vorgegeben, bei dessen Überschreitung der mechanische Defektfall des Turboladers vermutet werden muß und zur Vermeidung von Folgeschäden (Überschreitung der Zylinderdruckgrenze) die Leistung der Brennkraftmaschine reduziert wird. Gleichzeitig kann in der Fahrerkabine eines von der Brennkraftmaschine getriebenen Fahrzeuges die Funktionsstörung der variablen Turbinengeometrie durch ein entsprechendes Alarmsignal angezeigt werden.

Ein Ausführungsbeispiel der Erfindung ist nachstehend anhand der Zeichnung näher beschrieben. Es zeigt:

Fig. 1 in schematischer Darstellung eine Brennkraftmaschine mit einem Abgasturbolader, dessen Turbinengeometrie bei einer Lastaufschaltung der Brennkraftmaschine dynamisch gesteuert wird,

Fig. 2 einen Wirkungsplan einer Reglereinheit des Turboladers, dessen Ausgangssignal von einer Korrektoreinheit beeinflußt wird,

Fig. 3 in einem Schaubild den zeitlichen Verlauf der Regelabweichung des Ladedruckes während des dynamischen Betriebes.

Fig. 1 zeigt eine Brennkraftmaschine 1, welche von einem Abgasturbolader 5 aufgeladen wird. Der Abgasturbolader 5 besteht aus einer Turbine 7, welche im Auslaßtrakt der Brennkraftmaschine 1 angeordnet ist und vom Abgasstrom angetrieben wird, und einen Verdichter 8 im Einlaßtrakt 2. Die Turbine 7 und der Verdichter 8 sind durch eine Laderwelle mechanisch verbunden und laufen daher synchron um, wodurch der Verdichter 8 die angesaugte Frischluft zu einem Ladeluftstrom 11 im Einlaßtrakt 2 verdichtet. Die Geometrie der Turbine 7 ist durch Verstellung des Leitapparates 17, z. B. verstellbare Leitschaufeln, variierbar. Ein Stellantrieb 9 wirkt dabei auf den Leitapparat 17 ein und kann die Turbinengeometrie zwischen einer Öffnungsstellung, in der ein maximaler Anströmquerschnitt auf die Turbine 7 eingestellt wird, und einer Schließstellung mit minimalem Anströmquerschnitt variabel einstellen. Die Turbinengeometrie wird betriebspunktspezifisch eingestellt, wobei ein Anströmquerschnitt der Turbine 7 zur Beaufschlagung mit dem Abgasstrom freigegeben wird, welcher mit dem festgelegten Anströmquerschnitt des Verdichters 8 ein bestimmtes Übersetzungsverhältnis bildet, mit der in jedem beliebigen stationären Betriebszustand der Brennkraftmaschine 1 der jeweils erforderliche Ladedruck im Einlaßtrakt 2 erzeugt wird.

Ein Steuersignal 24 für den Stellantrieb 9 des Leitappara-

tes 17 wird von einer Reglereinheit 10 erzeugt, welche im Ausführungsbeispiel mit der Turbinengeometrie als Stellglied den Ladedruck  $p_{2s,ist}$  auf einen vorgegebenen Sollwert regelt. Es ist auch möglich, andere Betriebsparameter der Aufladung der Brennkraftmaschine 1 zu regeln als dem Ladedruck und beispielsweise das Druckgefälle zwischen dem Einlaßtrakt 2 und dem Auslaßtrakt 3, d. h. den Druckunterschied zwischen Ladedruck hinter dem Verdichter 8 und Abgasdruck vor der Turbine 7, als Regelgröße einzusetzen. Der herrschende Istwert des Ladedruckes  $p_{2s,ist}$  wird von einem Drucksensor 15 im Einlaßtrakt 2 der Brennkraftmaschine 1 gemessen und der Reglereinheit 10 eingegeben. In einem Ladedruckkennfeld 12 sind Sollwerte des Ladedruckes in Abhängigkeit von der Last und der Drehzahl der Brennkraftmaschine elektronisch abgespeichert und werden von der Reglereinheit 10 in Abhängigkeit von der Lastanforderung ausgelesen und als Führungsgröße vorgegeben. Das Lastanforderungssignal wird von einem entsprechenden Signalwertgeber, beispielsweise einem verstellbaren Gasedal 16 erzeugt und der Reglereinheit 10 eingegeben. Die Reglereinheit 10 hat PI-Übertragungsverhalten, wobei sowohl für den Proportionalanteil als auch den Integralanteil des Ausgangssignals jeweils ein Kennfeld 13 und 14 zum Auslesen bereitsteht.

Wird die Lastanforderung an die Brennkraftmaschine erhöht und dies durch die Stellungsänderung des Gasedals 16 der Reglereinheit 10 angezeigt, so erzeugt diese das Stellsignal 24 für den Stellantrieb 9 des Turbinenleitapparates 17, welcher den Anströmquerschnitt auf die Turbine 7 verringert. Um den Abgasturbolader bei einer Lastaufschaltung möglichst rasch zu beschleunigen und den Ladedruck entsprechend schnell auf den angeforderten stationären Wert zu erhöhen, ist vorgesehen, die Turbinengeometrie zunächst in Richtung Schließstellung zu verstellen und anschließend in einer öffnenden Stellbewegung in die dem angeforderten Betriebszustand der Brennkraftmaschine 1 entsprechende Stellung zu überführen. Zweckmäßig wird die Turbinengeometrie in die Schließstellung gebracht. Wird sie in dieser Stellung mit minimalem Anströmquerschnitt kurzzeitig gehalten, so wird eine größtmögliche Beschleunigung des Turboladers und somit eine rasche Ladedruckzunahme erreicht. Es kann jedoch auch vorteilhaft sein, die Turbinengeometrie nicht bis zum Erreichen des Schließanschlages zu verstellen, um schädliche Überhöhungen des Abgasgegendruckes zu verhindern. Die mit der Turbinenversperrung verbundene Drosselung des Abgasstroms bewirkt einen Anstieg des Turbineneintrittsdrucks, welcher eine sofortige Beschleunigung der Turbine und damit auch des Verdichters veranlaßt, so daß die Brennkraftmaschine unmittelbar auf die Erhöhung der Lastanforderung anspricht. Die Regelung verhält sich im Dynamikbetrieb des Abgasturboladers zur Lastaufschaltung ähnlich einer Steuerung und erzeugt das Steuersignal 24 für den Stellantrieb 9 in Abhängigkeit von der Regelabweichung des Istwertes von dem Sollwert des Ladedruckes für den angeforderten stationären Betriebszustand. Das Steuersignal 24 ist ein Pulsweiten-Signal, dessen Stärke abhängig von der ermittelten Regelabweichung des Ladedruckes bestimmt ist, wobei der Stellantrieb 9 aus der Stärke des Pulsweiten-Signals den entsprechenden Stellweg des Turbinenleitapparates 17 ableitet. Die Stellbewegungen des Turbinenleitapparates werden derartig abgestimmt, daß der Turbineneintrittsdruck durch die Aufstauung des Abgases vor der Turbine einerseits möglichst hoch ist, um eine möglichst rasche Beschleunigung des Laders zu erreichen und andererseits nicht so hoch ansteigt, daß ein ungünstiges Druckgefälle zwischen dem Ladedruck und dem Abgasdruck entsteht, welche die Ladungswechselerarbeit der Brennkraftmaschine unzulässig erhöhen würde. Die Sollwerte des Lade-

druckes, auf die die Reglereinheit 10 zurückgreift, werden also auf die Einhaltung eines bestimmten Höchstwertes des Turbineneintrittsdrucks abgestimmt in dem Kennfeld abgelegt, so daß bei einer Lastaufschaltung ein schnellstmöglicher Aufbau des Ladedruckes und des Drehmomentes ohne Beeinträchtigung des Wirkungsgrades der Brennkraftmaschine erfolgen kann.

Mit der Bezugsziffer 4 ist eine Korrektoreinheit bezeichnet, welche den Verschleißzustand der Turbine 7 des Abgasturboladers 5 diagnostiziert und durch entsprechende Korrektur der Turbinengeometrie das optimale, d. h. neuwertige Betriebsverhalten des Abgasturboladers sichert. Nach einem mehr oder weniger langen Betriebszeitraum nimmt oft aufgrund von Verschleißerscheinungen das Spiel der bewegten Teile des Laderlaufzeuges, des Leitapparates 17 und des Stellantriebes 9 zu, so daß sich Spaltverluste in der Strömungsmaschine ergeben. Die Reglereinheit 10 erzeugt ihr Ausgangssignal auf der Grundlage von Kennfelddaten, welche auf den Neuzustand des Turboladers 5 ausgelegt sind und die Korrektoreinheit 4 erzeugt nun einen Korrekturwert, mit dem das Ausgangssignal der Reglereinheit 10 zum Ausgleich des verschleißbedingten Unterschieds verstärkt wird. Die Korrektoreinheit 4 bestimmt die verschleißbedingte Verschlechterung der Regelgüte der variablen Turbinengeometrie und bestimmt daraus einen entsprechenden Korrekturfaktor, mit dem das Pulsweiten-Signal 24 der Reglereinheit 10 über ein Multiplizierglied 28 beeinflusst wird.

Die Arbeitsweise der Reglereinheit 10 und der Korrektoreinheit 4 wird nachstehend anhand der Fig. 2 näher erläutert. Die Reglereinheit entnimmt wie bereits beschrieben in Abhängigkeit von der Lastanforderung an die Brennkraftmaschine – angezeigt durch die Stellung des Gaspedals 16 und der aktuellen Motordrehzahl – einem Sollkennfeld 14 den Sollwert des Ladedruckes  $p_{2soll}$  dem der gemessene Istwert  $p_{2ist}$  gegengekoppelt wird. Ergibt sich aus diesem Sollwert/Istwert-Vergleich eine Regelabweichung  $\Delta p_{2s}$ , so wird aus einem P-Kennfeld 12 und einem I-Kennfeld 13 in Abhängigkeit der Regelabweichung  $\Delta p_{2s}$  ein Proportionalanteil P und gleichsam ein Integralanteil I ausgelesen, mit denen die Stärke des ausgehenden Pulsweiten-Signals 24 für den Stellantrieb des Turbinenleitapparates bestimmt wird. Die Proportionalanteile P im Proportionalkennfeld 12 und entsprechend die Integralwerte I im Integralkennfeld 13 sind zusätzlich zur Regelabweichung  $\Delta p_{2s}$  in Abhängigkeit von der Drehzahl der Brennkraftmaschine im voraus abgestimmt und elektronisch abgespeichert. Der Proportionalanteil und der Integralanteil des Pulsweiten-Signals werden additiv zusammengeführt, wobei im Wirkungsweg des Integralanteils ein Summenspeicher 23 angeordnet ist. Die Regeleinheit umfaßt weiter eine Vorsteuerung, aus deren Kennfeld 20 in Abhängigkeit von der Drehzahl sowie dem Lastzustand der Brennkraftmaschine ein Vorsteueranteil auslesbar ist, welcher dem Pulsweiten-Signal zugegeben wird und die dynamischen Stellbewegungen der Turbinengeometrie verbessert. Im Wirkungsweg zum Stellglied ist letztlich eine Begrenzungs-einrichtung 27 angeordnet, der ein maximaler Stellweg  $S_{max}$  für den Turbinenleitapparat vorgegeben ist, welcher die Schließstellung der Turbinengeometrie softwareseitig definiert und einen Stellanschlag überflüssig macht.

Die Korrektoreinheit 4 diagnostiziert den Verschleißzustand des Abgasturboladers und erzeugt bei einer festgestellten Verschlechterung des dynamischen Betriebsverhaltens des Abgasturboladers bei einer Lastaufschaltung einen Korrekturfaktor  $P_K$ , mit dem der P-Anteil des Pulsweiten-Signals 24 über ein Multiplizierglied 28 verstärkt wird. Die Diagnose des Verschleißzustandes und die Berechnung des ausgleichenden Korrekturfaktors, mit dem ein Betriebsverhalten des Abgasturboladers wie im Neuzustand erreicht

wird, erfolgt, wenn folgende Bedingungen bei der Lastaufschaltung erfüllt sind:

- a) Die Erhöhung der Lastanforderung an die Brennkraftmaschine erfolgt plötzlich.
- b) Der Lastsprung erfolgt aus dem Teillastbereich der Brennkraftmaschine unterhalb eines vorgegebenen Lastpunktes in den Vollastbetrieb.
- c) Die Drehzahl N der Brennkraftmaschine bleibt während des dynamischen Betriebes bis zum Erreichen des angeforderten Stationärwertes des Ladedruckes in einem vorgegebenen Drehzahlbereich.
- d) die Lastanforderung an die Brennkraftmaschine wird während des dynamischen Betriebsintervalls nicht geändert.

Die Erfüllung der Bedingungen a) und b) wird von einer Sprungerkennung 18 geprüft, der ein Fahrpedalwert-Gradient eingegeben wird, welcher zur Erfüllung der Bedingung a) größer sein muß als ein applizierbarer Schwellenwert, der beispielsweise 200%/Sek betragen kann. Ebenfalls aus dem Lastanforderungssignal des Gaspedals 16 wird das Kriterium der Bedingung b) ermittelt, wobei ein zur Diagnose des Verschleißzustandes geeigneter Lastsprung aus einem Teillastbereich vorzugsweise unterhalb 2% bis 10% Last erfolgen soll. Die Bedingungen c) und d) werden von einer Sprungüberwachung 19 während der Dauer des dynamischen Betriebes bei der Lastaufschaltung geprüft. Die Sprungüberwachung 19 verarbeitet dabei die Lastanforderung L, erzeugt vom Gaspedal 16, die Drehzahl N der Brennkraftmaschine, die Regelabweichung  $\Delta p_{2s}$  und ein Zeitsignal t. Für die Drehzahlüberwachung wird die Vorgabe eines zulässigen Drehzahländerungsbereiches von maximal 50 1/min als zweckmäßig erachtet, was dem Fahren in einer hohen Gangstufe entspricht.

In einem Korrekturkennfeld 29 sind Korrekturfaktoren  $P_K$  zum Ausgleich der verschleißbedingten Verschlechterung des Laderbetriebsverhaltens abgelegt, welche in Abhängigkeit eines vorher in der Korrektoreinheit 4 ermittelten Regelgütewertes auslesbar sind. Der Regelgütewert der Turbinengeometrie wird bei einer Lastaufschaltung aus dem Anstieg des Ladedruckistwertes ermittelt. Dabei wird zur Bestimmung des Regelgütewertes eine Ausregelzeit  $t_A$  gemessen, welche beim diagnostizierten Lastsprung des Abgasturboladers für die Veränderung der Regelabweichung des Ladedruckes bis zum Erreichen eines vorgegebenen Schwellenwertes benötigt wird. Als Schwellenwert zur Begrenzung der Ausregelzeit  $t_A$  wird eine Abweichung des Istwertes vom Sollwert von etwa 10% als zweckmäßig gesehen. Die Möglichkeiten zur Bestimmung der Regelgüte der variabel verstellbaren Turbinengeometrie ist aus der grafischen Darstellung der Fig. 3 ersichtlich. Der oben dargestellte Funktionsverlauf entspricht der Regelabweichung des Ladedruckes  $\Delta p_{2s}$ , welche mit einem Bezugsdruck von hier 3.500 mbar normiert wird und prozentual aufgetragen ist. Im stationären Betriebszustand beträgt dabei die Regelabweichung 0% und als Regelgütewert wird die Ausregelzeit  $t_A$  gemessen, bis die normierte Regelabweichung des Ladedruckes in das vorgegebene Schwellenintervall des Ladedruckes von 10% einläuft.

Alternativ zur Ausregelzeit  $t_A$  kann der Regelgütewert durch Integration der Werte der Regelabweichung  $\Delta p_{2s}$  über der Ausregelzeit  $t_A$  berechnet werden. Der Wert dieses Integrals entspricht anschaulich der Regelfläche RF, welche im unteren Funktionsschaubild der Fig. 3 von dem Funktionsgraphen des Soll-Ladedruckes  $p_{2soll}$  und dem Istwert des Ladedruckes  $p_{2ist}$  eingeschlossen wird.

Wiederum in Fig. 2 ist dargestellt, daß der ermittelte Re-

gelgütewert einem entsprechenden Idealwert gegengekoppelt wird und die Differenz als Auslese Kriterium für das Korrekturfeld 29 verwendet wird. In dem Fall, daß Verschleißerscheinungen des Abgasturboladers seine Korrektur erforderlich machen, wird dies durch eine Abweichung des ermittelten Regelgütewertes, also entweder der Ausregelzeit  $t_A$  oder der Regelfläche RF, erkannt und ein entsprechender Korrekturfaktor  $P_K$  aus dem Korrekturfeld 29 ausgelesen. Im Wirkungsplan der Korrekturereinheit 4 ist eine Korrekturzwiegwahl 26 aufgenommen, welche die alternative Wahl der Ausregelzeit  $t_A$  oder der Regelfläche RF als Regelgütewert darstellt. Die Idealwerte der Ausregelzeit  $t_{AS}$  bzw. der Regelfläche  $RF_S$ , welche dem Neuzustand des Abgasturboladers entsprechen, sind in einer Regelgütelinielinie 22, 22' in Abhängigkeit von der Drehzahl  $n$  der Brennkraftmaschine abgelegt.

Bei der Integration 21 können zur Berechnung genauer und aussagefähiger Regelgütewerte die zu integrierenden Werte der Regelabweichung des Ladedruckes mit der seit Integrationsbeginn verstrichenen Zeit gewichtet werden ( $RF = \int \Delta P_{2s} dt$ ). Außerdem wird die Quadrierung der Regelabweichung vor der Integration 21 zur Berechnung verlässlicher Ergebnisse der Regelfläche als vorteilhaft gesehen ( $RF = \int (\Delta P_{2s})^2 dt$ ).

Alternativ zur beschriebenen Steuerung des Korrekturfaktors  $P_K$  durch Auslesen von Kennfelddaten in Abhängigkeit von den Idealwerten der Regelgüte kann der Korrekturfaktor  $P_K$  in einer weiteren Ausgestaltung mit dem Idealwert der Regelgüte (Ausregelzeit  $t_A$ /Regelfläche RF) als Führungsgröße geregelt werden. Die hierzu vorgesehene Regelschaltung 6 ist in der Zeichnungsfigur punktiert angedeutet und hat Zugriff auf die Regelgütelinielinien 22 bzw. 22'.

Sowohl bei einem Vergleich der momentan möglichen Regelgüte mit dem Neuzustand mittels des Soll/Istwertvergleichs der Ausregelzeit  $t_A$  als auch alternativ des Wertevergleichs der Regelfläche RF wird bei einer Vergrößerung des ermittelten Istwertes der Regelgüte ein Korrekturfaktor  $P_K$  aus dem Kennfeld 29 bestimmt, welcher durch Verstärkung des Stellsignals für den Turbinenleitapparat die Regelgüte des Neuzustandes selbsttätig wiederherstellt, so daß über die gesamte Lebensdauer des Abgasturboladers optimale Aufladungsverhältnisse geschaffen sind. Wird jedoch bei der Diagnose des Verschleißzustandes des Abgasturboladers während einer Lastaufschaltung festgestellt, daß die gemessene Ausregelzeit bzw. der integrierte Regelflächenwert kleiner ist als der Sollwert, so wird daraus geschlossen, daß der Laststrom von einem überhöhten Ladedruckniveau in dem definierten Teillastbereich ausging, so wird auf einen mechanischen Schaden des Abgasturboladers geschlossen. Beispielsweise kann ein solcher Defektzustand eintreten, wenn der Turbinenleitapparat in der Schließstellung blockiert oder etwa der Stellantrieb in der Bewegung gehemmt ist. Bei einem solchen Diagnoseergebnis erzeugt die Korrekturereinheit 4 ein Defektanzeigesignal 25, welche eine Reduzierung der Leistungsabgabe der Brennkraftmaschine veranlaßt, um Folgeschäden zu vermeiden.

#### Patentansprüche

1. Verfahren zur Steuerung eines Abgasturboladers (5), welcher eine Brennkraftmaschine (1) auflädt und eine variabel einstellbare Turbinengeometrie aufweist, wobei eine Steuer- oder Reglereinheit (10) beim Wechsel des stationären Betriebszustandes der Brennkraftmaschine (1) unter Zunahme der Betriebslast (Lastaufschaltung) in Abhängigkeit von einer Regelabweichung ( $\Delta p_{2s}$ ) eines ermittelten Istwertes ( $p_{2s_{ist}}$ ) des Ladedruckes von einem Sollwert ( $p_{2s_{soll}}$ ), welcher für

den angeforderten stationären Betriebszustand vorgegeben ist, Steuersignale (24) für einen Stellantrieb (9) erzeugt, welcher einen Turbinenleitapparat (17) in eine den Anströmquerschnitt auf die Turbine (7) verringernde Stellung überführt, **dadurch gekennzeichnet**, daß bei einer Lastaufschaltung aus dem Anstieg des Ladedruck-Istwertes ( $p_{2s_{ist}}$ ) ein Regelgütewert ( $t_A$ , RF) der Turbinengeometrie ermittelt und abhängig von dessen Abweichung von einem vorgegebenen Idealwert ( $t_{AS}$ ,  $RF_S$ ) das Steuersignal (24) verstärkt wird.

2. Verfahren nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß bei Vorliegen größerer Abweichungen des Regelgütewertes ( $t_A$ , RF) von dem Idealwert ( $t_{AS}$ ,  $RF_S$ ) als einem vorgegebenen Kennwert oder bei Ermittlung eines den Idealwert ( $t_{AS}$ ,  $RF_S$ ) übersteigenden Regelgütewertes ( $t_A$ , RF) die Leistung der Brennkraftmaschine (1) reduziert wird.

3. Verfahren nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, daß zur Bestimmung des Regelgütewertes eine Ausregelzeit ( $t_A$ ) für die Veränderung der Regelabweichung des Ladedruckes ( $\Delta p_{2s}$ ) bis zum Erreichen eines vorgegebenen Schwellwertes gemessen wird.

4. Verfahren nach Anspruch 3, dadurch gekennzeichnet, daß die Regelabweichung des Ladedruckes ( $\Delta p_{2s}$ ) mit einem Bezugsdruck normiert wird und die Ausregelzeit ( $t_A$ ) den Regelgütewert bildet.

5. Verfahren nach Anspruch 3, dadurch gekennzeichnet, daß der Regelgütewert durch Integration (21) der Werte der Regelabweichung ( $\Delta p_{2s}$ ) über der Ausregelzeit ( $t_A$ ) berechnet wird.

6. Verfahren nach Anspruch 5, dadurch gekennzeichnet, daß die Regelabweichung ( $\Delta p_{2s}$ ) vor der Integration (21) quadriert wird.

7. Verfahren nach Anspruch 5 oder 6, dadurch gekennzeichnet, daß die zu integrierenden Werte der Regelabweichung ( $\Delta p_{2s}$ ) mit der seit Integrationsbeginn verstrichenen Zeit gewichtet werden.

8. Verfahren nach einem der Ansprüche 1 bis 7, dadurch gekennzeichnet, daß aus einem Kennfeld (26) in Abhängigkeit des Regelgütewertes ( $t_A$ , RF) Korrekturfaktoren ( $P_K$ ) ausgelesen werden, mit denen das Steuersignal (24) verstärkt wird.

9. Verfahren nach Anspruch 8, dadurch gekennzeichnet, daß die Korrekturfaktoren ( $P_K$ ) im Kennfeld (26) zusätzlich in Abhängigkeit der Drehzahl ( $n$ ) der Brennkraftmaschine (1) abgespeichert sind.

10. Verfahren nach Anspruch 8 oder 9, dadurch gekennzeichnet, daß die Reglereinheit (10) PI-Übertragungsverhalten aufweist und mit dem Korrekturfaktor ( $P_K$ ) der Proportionalanteil (P) des Steuersignals (24) multipliziert wird.

11. Verfahren nach Anspruch 9 oder 10, dadurch gekennzeichnet, daß der Korrekturfaktor ( $P_K$ ) mit dem Idealwert ( $t_{AS}$ ,  $RF_S$ ) der Regelgüte als Führungsgröße geregelt wird.

12. Verfahren nach einem der Ansprüche 1 bis 11, dadurch gekennzeichnet, daß der Idealwert ( $t_{AS}$ ,  $RF_S$ ) der Regelgüte einer Sollkennlinie (22) in Abhängigkeit der Drehzahl ( $n$ ) der Brennkraftmaschine (1) entnommen wird.

13. Verfahren nach einem der Ansprüche 1 bis 12, dadurch gekennzeichnet, daß die Turbinengeometrie bei einer Lastaufschaltung zunächst in Richtung Schließstellung verstellt und anschließend in einer öffnenden Stellbewegung in die dem angeforderten Betriebszustand entsprechende Stellung überführt wird.

14. Verfahren nach einem der Ansprüche 1 bis 13, da-

durch gekennzeichnet, daß das Steuersignal (24) korrigiert wird, wenn folgende Bedingungen bei der Lastaufschaltung erfüllt sind:

- a) die Erhöhung der Lastanforderung erfolgt plötzlich; 5
- b) der Lastsprung erfolgt aus dem Teillastbetrieb der Brennkraftmaschine (1) unterhalb eines vorgegebenen Lastpunkts in den Vollastbetrieb;
- c) die Drehzahl (n) der Brennkraftmaschine (1) bleibt während des dynamischen Betriebs bis zum Erreichen des angeforderten Stationärwertes des Ladedruckes in einem vorgegebenen Drehzahlbereich; 10
- d) die Lastanforderung an die Brennkraftmaschine (1) wird während des dynamischen Betriebsintervalls nicht geändert. 15

---

Hierzu 3 Seite(n) Zeichnungen

---

20

25

30

35

40

45

50

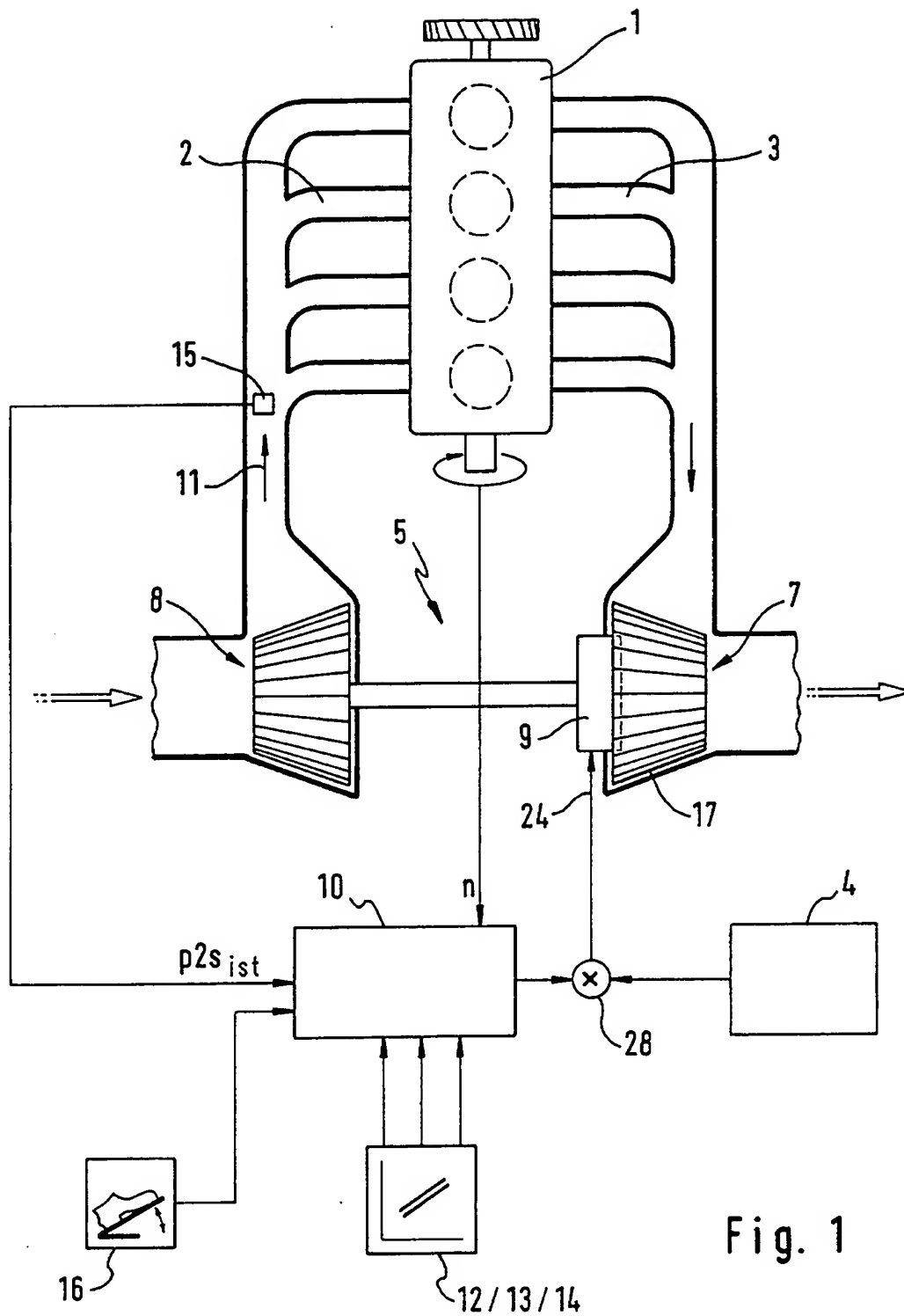
55

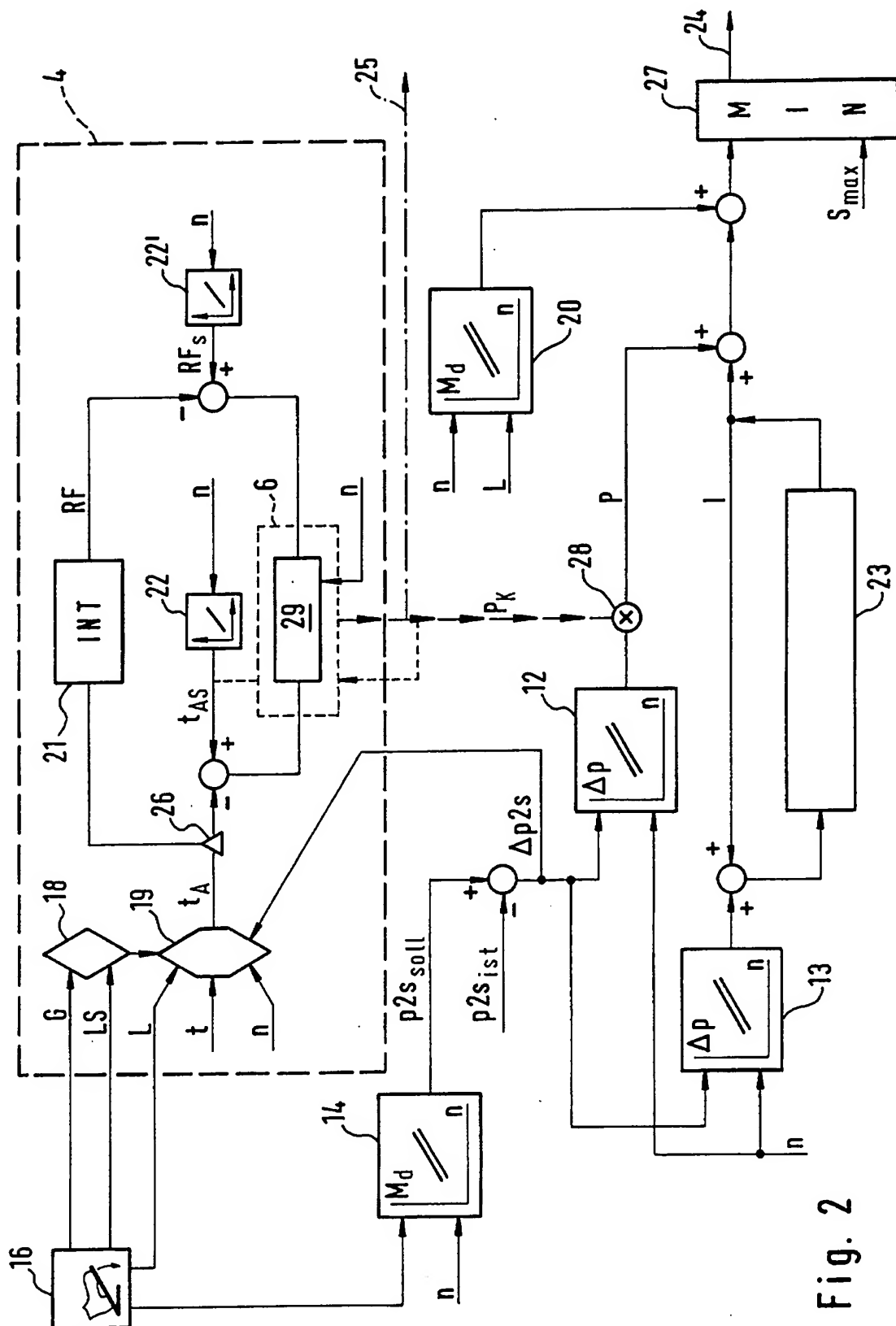
60

65

- Leerseite -







**Fig. 2**

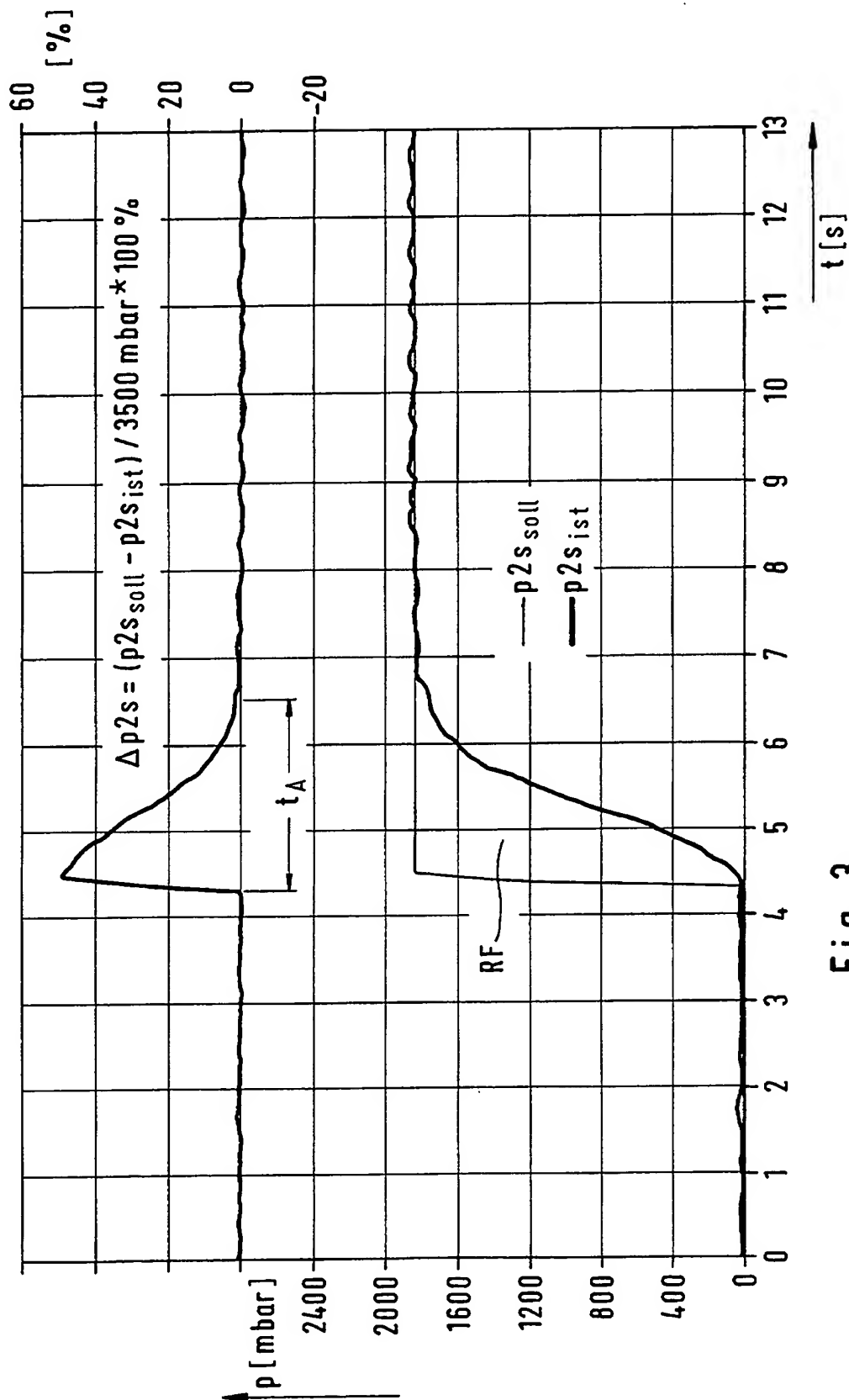


Fig. 3